

明 細 書

スタビライザ制御装置

技術分野

- [0001] 本発明は、車両のスタビライザ制御装置に関し、特に、左右車輪間に配設するスタビライザのねじり剛性を可変制御するスタビライザ制御装置に係る。

背景技術

- [0002] 一般的に、車両のスタビライザ制御装置は、車両の旋回走行中にスタビライザの作用により適切なロールモーメントを外部から付与し、車体のロール運動を低減または抑制するように構成されている。例えば特許文献1には、以下の事項が開示されている。即ち、スタビライザの剛性制御構造において、ロール現象の緩和には剛性を大きくし車体に揺れを生じさせず、乗り心地の上からは、その剛性を小さくすることが好ましいと記載されている。そして、必要時にはスタビライザの剛性を発揮させるが、不要時にはスタビライザの剛性を減殺するスタビライザの剛性制御の具現化にあつて、部品点数の削減を可能にして、製品コストの低廉化と汎用性の向上を期待するに最適となるスタビライザの剛性制御構造が提案されている。具体的には、中間部が車体側に連結され両端が車軸側に連結されるスタビライザと、該スタビライザにおける剛性の減殺を可能にするアクチュエータと、該アクチュエータの作動不作動を選択する切換バルブとを有してなるスタビライザの剛性制御構造において、切換バルブが車体におけるロール現象に起因する車体横方向の慣性力で切り換えられるように構成されている。
- [0003] また、下記の特許文献2には、能動的に車両のローリングを抑制する横揺れ安定化装置について提案されている。即ち、横揺れ値(ローリング)を測定するための少なくとも1つのセンサと、前方および／または後方車台スタビライザの半部分間に設けられた少なくとも1つの旋回アクチュエータとを有し、横揺れ運動を低減または抑制するためにスタビライザ半部分に予緊張を与え、および横揺れ時にセンサの出力信号の関数として車両ボディーに抵抗モーメントを与えることとしている。
- [0004] 尚、下記の特許文献3には、車輪速度から車輪加速度を演算し、ハイパスフィルタ

を用いて、その高周波成分を取り出し、車輪加速度の分散値を算出し、その分散値を用いて悪路判定を行う方法が開示されている。また、特許文献4には、基準となる平坦路における小さい舵角での加速度センサ出力の微分値の分散と、現在走行中の路面における小さい舵角での加速度センサ出力の微分値の分散とによるF検定を行い、その結果にしたがって悪路判定を行う方法が開示されている。更に、特許文献5には、車両安定性制御に供される指標として、スピン状態量を表すスピンバリュー、及びドリフトアウト状態量を表すドリフトバリューが開示されている。

[0005] 特許文献1:特開平8-268027号公報

特許文献2:特表2002-518245号公報

特許文献3:特開平9-20223号公報

特許文献4:特開2001-63544号公報

特許文献5:特開平9-193776号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

[0006] 然し乍ら、前掲の特許文献1のスタビライザの剛性制御構造においては、スタビライザのねじれ剛性は、ばね上(車体)慣性の入力に対しては高い状態とし車体ロール角を抑制し車両姿勢を安定化することとしている。一方、ばね下(車輪)からの入力に対してはスタビライザねじれ剛性を低い状態として乗り心地を向上させる必要があるとしている。そして、これら事象は相反するため、特許文献1に示されるような装置が提案されている。

[0007] そこで、本発明は、能動的に車体ロール運動を抑制可能なスタビライザ制御装置において、路面からの入力に対しても能動的にスタビライザを制御し乗り心地を向上させることを課題とする。

[0008] また、本発明の別の課題は、スタビライザのねじり剛性を制御し得るだけでなく、ロール減衰をも制御し、乗り心地を向上させ得るスタビライザ制御装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0009] 上記の課題を解決するため、本発明は、車両の左右車輪間に配設されるスタビライ

ザのねじり剛性を制御し、前記車両の旋回状態に応じて車体のロール運動を能動的に制御するスタビライザ制御装置において、前記車両前方及び後方の少なくとも一方の車軸で前記車体と前記左右車輪の相対変位を検出する車輪ストローク検出手段と、該車輪ストローク検出手段の検出結果に基づき車輪ストローク左右差及び車輪ストローク速度左右差の少なくとも一方を演算する車輪ストローク差演算手段と、前記車両が直進走行状態にある場合には前記車輪ストローク差演算手段の演算結果に基づき前記スタビライザのねじり剛性を制御するための外部付与力を設定する外部付与力設定手段とを備えることとしたものである。

[0010] 前記外部付与力は、前記車輪ストローク差に基づいて定められるロール剛性低減目標値に基づいて定めることができる。また、前記外部付与力は、前記車輪ストローク速度差に基づいて定められるロール減衰力目標値に基づいて定めることもできる。あるいは、前記外部付与力は、前記車輪ストローク差に基づいて定められるロール剛性低減目標値及び、前記車輪ストローク速度差に基づいて定められるロール減衰力目標値に基づいて定めることとしてもよい。

[0011] 更に、前記外部付与力は、前記車輪ストローク差に基づいて定められるロール剛性低減目標値、前記車輪ストローク速度差に基づいて定められるロール減衰力目標値、及び、車両のアクティブ(能動的)ロールモーメント目標値に基づいて定めることもできる。例えば、前記外部付与力は、以下の式により算出することができる。

$$R_t = R_m - K_5 \cdot R_r(St) + K_6 \cdot R_d(dSt)$$

ここで、

R_t : 外部付与力

R_m : 車両のアクティブ(能動的)ロールモーメント目標値

$R_r(St)$: 車輪ストローク差に基づいて定められるロール剛性低減目標値

$R_d(dSt)$: 車輪ストローク速度差に基づいて定められるロール減衰力目標値

K_5 、 K_6 : 制御ゲイン

St : 車輪ストローク差

dSt : 車輪ストローク速度差である。

[0012] また、本発明は、車両の左右車輪間に配設されるスタビライザバーを有するスタビラ

イザに対し、該スタビライザのねじり剛性を制御し、前記車両の旋回状態に応じて車体のロール運動を能動的に制御するスタビライザ制御装置において、前記車両前方及び後方の少なくとも一方の車軸で前記車体と前記左右車輪の相対変位を検出する車輪ストローク検出手段と、該車輪ストローク検出手段の検出結果に基づき車輪ストローク左右差を演算する車輪ストローク左右差演算手段と、該車輪ストローク左右差演算手段の演算結果に基づき前記スタビライザのねじり剛性を制御するための外部付与力を設定する外部付与力設定手段と、前記車両の旋回状態を表す旋回指標を設定する旋回指標設定手段とを備え、該旋回指標設定手段が設定した旋回指標に応じて、前記外部付与力設定手段が設定した外部付与力によって、前記スタビライザバーのねじり剛性を、前記スタビライザバーが本来有する値より低下させるように構成してもよい。

発明の効果

[0013] 而して、本発明のスタビライザ制御装置によれば、車両旋回時の車体ロール角を確実に抑制すると共に、車両が直進状態にあるときの路面からの入力に対しても、ロール減衰に対する制御を含め、外部付与力設定手段が設定した外部付与力によって、能動的にスタビライザを制御して適切な乗り心地を確保することができる。尚、外部付与力の設定手段としては、上記のように種々の態様がある。

[0014] また、前記旋回指標設定手段を備えたスタビライザ制御装置によれば、車両が直進状態にあるときに、車輪からの入力に対してスタビライザのねじり剛性を低下させるように、能動的にスタビライザを制御して、適切な乗り心地を確保することができる。

図面の簡単な説明

[0015] [図1]本発明の一実施形態に係るスタビライザ制御装置を備えた車両の概要を示す構成図である。

[図2]本発明の一実施形態におけるスタビライザ制御ユニットの一例を示す構成図である。

[図3]本発明の一実施形態における制御構成を示すブロック図である。

[図4]図3のアクティブロール抑制制御の一態様の制御ブロック図である。

[図5]本発明の一実施形態において演算横加速度に係る制御ゲインと実横加速度に

係る制御ゲインを旋回指標に基づいて設定する態様の一例を示すブロック図である。

[図6]本発明の一実施形態において演算横加速度に係る制御ゲインと実横加速度に係る制御ゲインを旋回指標に基づいて設定するマップの一例を示すグラフである。

[図7]本発明の一実施形態において演算横加速度変化量に係る制御ゲインと実横加速度変化量に係る制御ゲインを旋回指標に基づいて設定するマップの一例を示すグラフである。

[図8]本発明の一実施形態において演算横加速度に係る制御ゲインと実横加速度に係る制御ゲインに対して非線形な制御ゲイン特性を設定するマップの一例を示すグラフである。

[図9]本発明の一実施形態において演算横加速度変化量に係る制御ゲインと実横加速度変化量に係る制御ゲインに対して非線形な制御ゲイン特性を設定するマップの一例を示すグラフである。

[図10]本発明の一実施形態において演算横加速度に係る制御ゲインと実横加速度に係る制御ゲインを路面状態等に基づいて設定する態様の一例を示すブロック図である。

[図11]本発明の一実施形態において演算横加速度に係る制御ゲインと実横加速度に係る制御ゲインを悪路判定結果に基づいて設定するマップの一例を示すグラフである。

[図12]本発明の一実施形態において演算横加速度変化量に係る制御ゲインと実横加速度変化量に係る制御ゲインを悪路判定結果に基づいて設定するマップの一例を示すグラフである。

[図13]本発明の一実施形態において路面摩擦係数に基づき演算横加速度の上限値を決定するマップの一例を示すグラフである。

[図14]本発明の一実施形態において演算横加速度に係る制御ゲインと実横加速度に係る制御ゲインを路面摩擦係数に基づいて設定するマップの一例を示すグラフである。

[図15]本発明の一実施形態において演算横加速度変化量に係る制御ゲインと実横

加速度変化量に係る制御ゲインを路面摩擦係数に基づいて設定するマップの一例を示すグラフである。

[図16]本発明の一実施形態において演算横加速度に係る制御ゲインと実横加速度に係る制御ゲインをスピン状態量又はドリフトアウト状態量に基づいて設定するマップの一例を示すグラフである。

[図17]本発明の一実施形態において演算横加速度変化量に係る制御ゲインと実横加速度変化量に係る制御ゲインをスピン状態量又はドリフトアウト状態量に基づいて設定するマップの一例を示すグラフである。

[図18]本発明の一実施形態における前輪ロール剛性比率の初期値設定用マップの一例を示すグラフである。

[図19]本発明の一実施形態におけるスタビライザフリー制御ブロックの一態様を示すブロック図である。

[図20]本発明の一実施形態におけるロール減衰制御ブロックの一態様を示すブロック図である。

[図21]本発明の一実施形態におけるスタビライザ付与力目標値演算ブロックの一態様を示すブロック図である。

[図22]本発明の一実施形態において制御全体に対するスタビライザフリー制御の寄与度を設定するマップの一例を示すグラフである。

[図23]本発明の一実施形態において制御全体に対するロール減衰制御の寄与度を設定するマップの一例を示すグラフである。

[図24]本発明の一実施形態におけるモータ制御の一態様の制御ブロック図である。

符号の説明

- [0016] SBf 前輪側スタビライザ, SBfr, SBfl 前輪側スタビライザバー,
SBr 後輪側スタビライザ, FT, RT スタビライザアクチュエータ,
SW ステアリングホイール, SA 操舵角センサ,
WHfr, WHfl, WHrr, WHrl 車輪,
WSfr, WSfl, WSrr, WSrl 車輪速度センサ,
HSfr, HSfl, HSrr, HSrl ストロークセンサ,

YR ヨーレイトセンサ, XG 前後加速度センサ,

YG 横加速度センサ, ECU 電子制御装置

発明を実施するための最良の形態

[0017] 以下、本発明の望ましい実施形態を説明する。本発明の一実施形態に係るスタビライザ制御装置を備えた車両の全体構成を図1に示すように、車体(図示せず)にロール方向の運動が入力された場合に、ねじりばねとして作用する前輪側スタビライザSBfと後輪側スタビライザSBrが配設される。これら前輪側スタビライザSBf及び後輪側スタビライザSBrは、車体のロール運動に起因する車体ロール角を抑制するために、各々のねじり剛性がスタビライザアクチュエータFT及びRTによって可変制御されるように構成されている。尚、これらスタビライザアクチュエータFT及びRTは電子制御装置ECU内のスタビライザ制御ユニットECU1によって制御される。

[0018] 図1に示すように各車輪WHxxには車輪速度センサWSxxが配設され(添字xxは各車輪を意味し、frは右側前輪、fl左側前輪、rrは右側後輪、rlは左側後輪を示す)、これらが電子制御装置ECUに接続されており、各車輪の回転速度、即ち車輪速度に比例するパルス数のパルス信号が電子制御装置ECUに入力されるように構成されている。また、各車輪のサスペンションスプリングSPxx近傍にはサスペンションストロークセンサHSxx(車高センサともいい、以下、単にストロークセンサという)が設けられており、各車輪での車体と車輪の相対的変位が電子制御装置ECUに入力されるように構成されている。更に、ステアリングホイールSWの操作に応じた操舵角(ハンドル角) δf を検出する操舵角センサSA、車両の前後加速度Gxを検出する前後加速度センサXG、車両の実横加速度Gyaを検出する横加速度センサYG、車両のヨーレイトYrを検出するヨーレイトセンサYR等が電子制御装置ECUに接続されている。

[0019] 尚、電子制御装置ECU内には、上記のスタビライザ制御ユニットECU1のほか、ブレーキ制御ユニットECU2、操舵制御ユニットECU3等が構成されており、これらの制御ユニットECU1乃至3は夫々、通信用のCPU、ROM及びRAMを備えた通信ユニット(図示せず)を介して通信バスに接続されている。而して、各制御システムに必要な情報を他の制御システムから送信することができる。

[0020] 図2は、スタビライザアクチュエータFTの具体的構成例(RTも同様の構成)を示す

もので、前輪側スタビライザSBfは左右一対のスタビライザバーSBfr及びSBflに二分割されており、夫々の一端が左右の車輪に接続され、他端の一方側が減速機RDを介して電気モータMのロータRO、その他方側が電気モータMのステータSRに接続されている。尚、スタビライザバーSBfr及びSBflは保持手段HLfr及びHLflにより車体に保持される。

[0021] 而して、電気モータMが通電されると、二分割のスタビライザバーSBfr及びSBflの夫々に対しねじり力が生じ、前輪側スタビライザSBfの見掛けのねじりばね特性が変更されるので、車体のロール剛性が制御されることになる。また、電気モータMの回転角を検出する回転角検出手段として、回転角センサRSがスタビライザアクチュエータFT内に配設されている。尚、スタビライザアクチュエータのパワー源としては、電気モータMに代えて、モータ又はエンジンによって駆動されるポンプ(図示せず)を用い、このポンプによって油圧制御を行う構成としてもよい。

[0022] 図3は、本実施形態の制御構成を示すもので、運転者のステアリング操作(ハンドル操作)に関し、運転者操作検出手段M11により操舵角(ハンドル角) δf を含む情報が検出され、車両の走行状態検出手段M12により車両速度、横加速度及びヨーレイトを含む車両運動状態量が検出される。これらの検出結果に基づき、ロール抑制制御ブロックM14にて、車両旋回時の車体ロール角を抑制するロール抑制制御が行われる。一方、サスペンションストローク検出手段M13にてサスペンションスプリングSPxxのストロークが検出され、その検出結果に基づきスタビライザSBf及びSBfrのねじり剛性を低下させ路面凹凸に対して乗り心地を向上させるスタビライザフリー制御ブロックM15、及びサスペンションストローク検出手段M13の検出結果に基づき車両のロール方向の減衰力を制御するロール減衰制御ブロックM16を有する。

[0023] 前述のロール抑制制御は車両旋回時の車両姿勢を安定化するものであるのに対し、スタビライザフリー制御及びロール減衰制御は直進時の乗り心地を向上させるものである。つまり、車両旋回時の車両姿勢安定と直進時の乗り心地向上といった相反する事象を両立させるものである。このため、乗り心地向上のためのスタビライザフリー制御ブロックM15とロール減衰制御ブロックM16の何れか一方を省略した構成とすることも可能である。各制御ブロックM14、M15及びM16では、前輪及び後輪に

配置されたスタビライザアクチュエータFT及びRTへの付与力が演算される。そして、次のスタビライザ付与力目標値演算ブロックM17において、車両の走行状態を加味して、スタビライザアクチュエータFT及びRTに与えられる制御力の目標値が設定される。この目標値にもとづきアクチュエータのサーボ制御が実行されスタビライザアクチュエータFT及びRTが駆動制御されるように構成されている。

[0024] スタビライザ付与力目標値演算ブロックM17における演算処理の詳細については後述するが、例えば、車両旋回状態の程度が小さいとき、つまり、車両が略直進走行に近い状態にあるときは、スタビライザアクチュエータFT及びRTへの付与力に関して、車両旋回状態に応じて制御されるロール抑制制御(M14)からの制御目標量は小さく設定され、スタビライザフリー制御(M15)及びロール減衰制御(M16)からの制御目標量が大きく設定される。スタビライザフリー制御(M15)では、乗り心地を向上させるために、スタビライザバーが本来のねじり剛性(二分割されたスタビライザバーが固定された状態で有するねじり剛性をいう)に比べ、更にねじり剛性が低下するように、スタビライザアクチュエータFT及びRTへの付与力が設定される。この付与力は路面凹凸に起因して車体に伝達されるロールモーメントを低減するように作用し、スタビライザのねじり剛性を弱めるためのものであるから、車両旋回時にロール抑制を行う際の力の向きとは逆の方向に付与することとなる。

[0025] また、車体ロール運動に対して減衰力を発生させるために、ロール減衰制御ブロックM16においては、ロール減衰制御に基づき制御目標量が設定される。そして、車両が旋回状態となると、スタビライザフリー制御及びロール減衰制御の制御目標量は低減され、ロール抑制制御の制御目標量が大きくなるため、確実に旋回中のロール運動を抑制することが可能となる。

[0026] 図4は、図3に記載のロール抑制制御ブロックM14の具体的態様を示すもので、車両アクティブロールモーメント目標値演算部M21において横加速度センサYGの信号から得られる実横加速度 G_{ya} 、これを時間微分する実横加速度変化量 dG_{ya} 、ハンドル角 δf 及び車両速度(車速) V_x から演算される演算横加速度 G_{ye} 、これを時間微分する演算横加速度変化量 dG_{ye} に基づき車両全体でロール運動を抑制するために必要な車両アクティブ(能動的)ロールモーメント目標値 R_{mv} が演算される。尚、

演算横加速度Gyeは次の式(1)により求められる。

$$Gye = (Vx^2 \cdot \delta f) / \{L \cdot N \cdot (1 + Kh \cdot Vx^2)\} \cdots (1)$$

ここで、Lはホイールベース、Nはステアリングギア比、Khはスタビリティファクタである。

- [0027] 而して、好適なロール特性を達成するために車両全体に付与すべきアクティブロールモーメント目標値Rmvは、次の式(2)により求められる。

$$Rmv = K1 \cdot Gye + K2 \cdot dGye + K3 \cdot Gya + K4 \cdot dGya \cdots (2)$$

上記のK1、K2、K3、K4は制御ゲインであり、下記の背景下で、後述するように設定される。

- [0028] 先ず、実際の横加速度センサにより検出される実横加速度Gyaと、運転者のステアリング(ハンドル)操作に応じてハンドル角 δf と車速Vxに基づいて演算される演算横加速度Gyeとを比較すると、実横加速度Gyaは路面凹凸の影響を受けると共に、ステアリング(ハンドル)操作に応じた操舵作動の結果であるので、遅延した信号となるが、確実に路面状態(路面摩擦係数)の影響を反映した値となる。これに対し、演算横加速度Gyeは路面凹凸の影響を受けず、操舵入力(ハンドル角 δf 及び車速Vx)に基づいて求められるので、遅延が少ない信号となるが、路面状態(路面摩擦係数)が反映されていないので、例えば摩擦限界を超えた旋回状態においては正確性を欠くことになる。

- [0029] そこで、本実施形態においては、上記式(2)の制御ゲインK1、K2、K3、K4を車両の走行状態等に応じて後述するように調整し、実横加速度Gyaと演算横加速度Gyeにおける課題を相互補完することとしている。例えば、車両が直進状態及び旋回状態が小さい走行状態では、演算横加速度Gyeの情報のみ、もしくは、演算横加速度Gyeのスタビライザ制御への寄与度が大きくなるように設定し、能動的ロール抑制制御を実行することとしている。これにより、車両旋回に起因する横加速度と路面凹凸による横加速度が峻別され、乗り心地が向上するとともに、旋回時のロールを確実に抑制することができる。以下、上記式(2)の制御ゲインK1、K2、K3、K4の設定例を順次説明する。

- [0030] 図5は、路面凹凸に起因する横加速度の影響を排除するため、演算横加速度Gye

に係る制御ゲイン $K1$ 及び $K2$ と実横加速度 Gya に係る制御ゲイン $K3$ 及び $K4$ を旋回指標 TC に基づいて設定する態様を示すもので、旋回指標 TC は旋回状態の大小を示す指標である。路面凹凸の影響を補償するためには、この旋回指標 TC を、路面凹凸に影響されない指標とすることが必要であり、演算横加速度 Gye 、ハンドル角 δf 及びヨーレート Yr の何れか、もしくは、これらの2以上を組み合わせた指標とすることが望ましい。また、路面凹凸に起因する横加速度は最大でも $0.1G$ (G は重力加速度を表す)程度であるため、路面凹凸の影響を受ける実横加速度 Gya であっても、これを旋回指標 TC として用いることも可能である。

[0031] 例えば、演算横加速度 Gye に係る制御ゲイン $K1$ と実横加速度 Gya に係る制御ゲイン $K3$ の設定用マップとして、図6に示すように、旋回指標 TC に基づいて設定するとよい。特に、旋回指標 TC が小さい場合 ($TC \leq TC1$) には、実横加速度 Gya に係る制御ゲイン $K3$ を0として、ハンドル角 δf に基づいて演算される演算横加速度 Gye に応じた制御を実行するとよい。また、演算横加速度変化量 $dGye$ に係る制御ゲイン $K2$ と実横加速度変化量 $dGya$ に係る制御ゲイン $K4$ の設定用マップも、図7に示すように、旋回指標 TC に基づいて設定するとよい。この場合も、旋回指標 TC が小さい場合 ($TC \leq TC2$) には、実横加速度変化量 $dGya$ に係る制御ゲイン $K4$ を0として、ハンドル角 δf に基づいて演算される演算横加速度変化量 $dGye$ に応じた制御を実行するとよい。このように、旋回指標 TC が小さい場合には、路面凹凸の影響を受けにくい演算横加速度変化量 $dGye$ の制御ゲインを高めることにより、路面凹凸に起因する横加速度の影響を抑制することができ、乗り心地を向上させることができる。

[0032] 上記の図6及び図7のマップにおいては、演算横加速度 Gye 及び演算横加速度変化量 $dGye$ のみに基づいてスタビライザ制御を実行することとしているが、本発明はこれに限定するものではなく、路面凹凸の影響を受けにくい演算横加速度情報(少なくとも Gye 及び $dGye$ の何れか一方を含む)を利用し、例えば次のように設定することとしてもよい。即ち、旋回の程度が小さいときには、演算横加速度情報の影響度を大きく設定することにより、乗り心地を向上させることができる。この場合において、演算横加速度情報の影響度を必ずしも100%にする必要はなく、実横加速度情報(少なくとも Gya 及び $dGya$ の何れか一方を含む)の影響度が残存している構成も可能である。

また、図8及び図9のマップに示すように、演算横加速度情報に対して非線形な制御ゲイン特性や、更にはこれに近似した多段折れ特性とすることも可能である。旋回の程度が増大するに従い、演算横加速度情報の影響度を減少させ、実横加速度情報の影響度を増加させることにより、直進時の路面凹凸の影響を抑制し、旋回時には確実に車体ロール角を抑制することができる。

[0033] 更に、旋回指標TCに基づいて制御ゲインを設定することにより、後述の路面摩擦状態に対する補償にも効果を奏する。路面摩擦状態を反映して演算横加速度 G_{ye} を求めるためには、路面摩擦係数 μ_{max} の情報が必要となる。この路面摩擦係数情報は推定値であるので、実際は低摩擦係数路面であるにもかかわらず、高摩擦係数路面とされる場合もあり得る。このような場合には、アクティブロール制御量が過剰となるので、逆ロールが発生し、運転者に対し違和感を与えることになる。これに対し、旋回指標TCで表される旋回状態の増加に伴い、実横加速度 G_{ya} についての制御に対する寄与度を増加させると共に、演算横加速度 G_{ye} の影響度を小さくすることにより、逆ロールの問題も解決される。

[0034] 上記の旋回指標に加えて、悪路判定結果、路面摩擦係数、車両の旋回状態を表すスピン状態量(スピンバリュー)及びドリフトアウト状態量(ドリフトバリュー)等に基づいて制御ゲインを設定することも可能であり、その一態様を図10に示す。ここで、悪路判定手段としては、前掲の特許文献3に記載の車輪速度に基づく手段、特許文献4に記載の加速度センサの検出結果に基づく手段がある。これらの判定結果は、一般的に、アンチスキッド制御(ABS)に利用されるため、ブレーキ制御ユニットECU2で演算処理される。また、スピン状態量(スピンバリュー)及びドリフトアウト状態量(ドリフトバリュー)は、車両安定性制御で必要な状態量であり、例えば前掲の特許文献5に記載の方法でブレーキ制御ユニットECU2にて演算処理される。更に、路面摩擦係数は、ブレーキ制御ユニットECU2又は操舵制御ユニットECU3において従来周知の種々の方法で求められる。そして、これらの判定結果及び状態量は通信バスを介してスタビライザ制御ユニットECU1に入力される。

[0035] 図11及び図12は、上記の悪路判定結果に基づいて設定するマップの一例を示すもので、悪路と判定されたときには、演算横加速度 G_{ye} に係る制御ゲイン $K1$ 及び $K2$

の寄与割合を、悪路と判定されない通常時に比較して大きくなるように変更される。そして、実横加速度Gyaに係る制御ゲインK3及びK4の寄与割合は、悪路と判定されたときには、通常時に比較して小さくなるように変更される。この制御ゲインの変更により、路面凹凸が大きい悪路での走行と判定された場合には、演算横加速度Gyeに係る制御ゲインK1及びK2の寄与割合が増加し、実横加速度Gyaに係る制御ゲインK3及びK4の寄与割合が低下するため、乗り心地の悪化を抑止することができる。更に、悪路と判定されると、図4の実横加速度Gyaフィルタのパラメータが変更され、実横加速度Gyaのノイズ低減処理が行われる。このノイズ低減処理の背反として信号の遅れを惹起するが、悪路と判定された場合には、演算横加速度Gyeに係る制御ゲインK1及びK2の寄与割合が増加するため、当該信号の遅れは補償されることになる。

[0036] 次に、路面摩擦状態に応じて正確に演算横加速度Gyeを求めるべく、ブレーキ制御ユニットECU2又は操舵制御ユニットECU3で演算される路面摩擦係数(μ_{\max})が、通信バスを介してスタビライザ制御ユニットECU1に入力される。この路面摩擦係数(μ_{\max})によって、演算横加速度Gyeは図13に基づいて補正される。即ち、路面摩擦係数 μ_{\max} は、その路面で発生可能な最大横加速度を定めるものであるため、路面摩擦係数 μ_{\max} に基づき演算横加速度Gyeの上限値(Gyemax)を決定する。例えば、図13の上方に示すように、路面摩擦係数 μ_{\max} の値が $\mu_{\max 1}$ (例えば0.4)で、これに基づき演算横加速度の上限値GyemaxがGyemax1(=0.4G)と設定されている場合には、上記式(1)から演算横加速度Gyeが0.6Gと演算されていても、図13の下方に示すようにGyemax1(=0.4G)として出力される。これにより、実際の路面状態に即して演算横加速度の精度を向上させることができる。

[0037] また、路面摩擦係数の補償は制御ゲインの調整によっても可能である。例えば、図14及び図15に示すように、路面摩擦係数(μ_{\max})が相対的に低い場合には演算横加速度Gyeの寄与度を低下させ、実横加速度Gyaの寄与度を増加させればよい。図14及び図15は路面摩擦係数に応じた制御ゲイン設定用のマップを示すもので、路面摩擦係数(μ_{\max})が低い場合には演算横加速度Gyeに係る制御ゲインK1及びK2を低く設定し、実横加速度Gyaに係る制御ゲインK3及びK4を相対的に高く設

定する。そして、路面摩擦係数(μ_{\max})が高い場合には、制御ゲイン $K1$ 及び $K2$ を相対的に高くすると共に、制御ゲイン $K3$ 及び $K4$ の寄与度を低下させればよい。

[0038] 更に、上記の路面摩擦係数の影響を、車両安定性制御で求められる状態量によって補償することも可能である。図16及び図17は、スピン状態量(スピンバリュウ)又はドリフトアウト状態量(ドリフトバリュウ)に対する制御ゲイン設定用のマップを示すもので、スピンバリュウ SV 又はドリフトバリュウ DV が大きく出力されている場合には、実横加速度 G_{ya} に係る制御ゲイン $K3$ 及び $K4$ の寄与度を増加させ、演算横加速度 G_{ye} に係る制御ゲイン $K1$ 及び $K2$ の寄与度を減少させるとよい。

[0039] 前述の図4に戻り、前後輪ロール剛性比率目標値演算部 $M23$ においては、ロール剛性の前後比率目標値が以下のように設定される。まず、車両速度(車速) V_x に基づき前輪側及び後輪側のロール剛性比率の初期値 R_{srfo} 、 R_{srro} が設定される。前輪ロール剛性比率の初期値 R_{srfo} は、図18に示すように車両速度 V_x が低い状態では低く、高い状態では高くなるように設定され、高速走行においてはアンダステア傾向が強くなるように設定される。そして、後輪ロール剛性配分比率の初期値 R_{srro} は $(1 - R_{srfo})$ で設定される。次に、車両挙動判定演算部 $M22$ において、車両ステア特性を判別するために、ハンドル角 δf と車両速度 V_x から目標ヨーレイト Y_{re} が演算され、実際のヨーレイト Y_r と比較されてヨーレイト偏差 ΔY_r が演算され、このヨーレイト偏差 ΔY_r に基づき、ロール剛性比率補正值 R_{sra} が演算される。

[0040] この結果、車両がアンダステア傾向にある場合には前輪側ロール剛性比率を低め、後輪側のそれを高める補正が行われる。逆に、オーバステア傾向にある場合には前輪側ロール剛性比率を高め、後輪側のそれを低める補正が行われる。そして、前輪及び後輪アクティブロールモーメント目標値演算部 $M24$ において、車両アクティブロールモーメント目標値 R_{mv} 、並びに前後輪ロール剛性比率目標値 R_{srf} 及び R_{srr} に基づき、前輪及び後輪アクティブロールモーメント目標値 R_{mf} 及び R_{mr} が、夫々 $R_{mf} = R_{mv} \cdot R_{srf}$ 、 $R_{mr} = R_{mv} \cdot R_{srr}$ として設定される。

[0041] 次に、前述の図3に記載のスタビライザフリー制御ブロック $M15$ の一態様について、図19を参照して説明する。ここでは、前輪側の制御ブロック図が示されるが、後輪側の制御もこれと同様である。各車輪に設けられたストロークセンサ HS_{xx} から各車輪

位置での車体と車輪の相対変位である車輪ストローク St_{xx} が求められる。これらの車輪ストローク情報に基づき、前輪及び後輪のストローク左右差 St_f 及び St_r が、夫々 $St_f = St_{fr} - St_{fl}$ 、及び $St_r = St_{rr} - St_{rl}$ として求められる(M31)。スタビライザフリー制御においては1〜3Hzの路面入力においてその効果が顕著であるため、ストローク左右差 St_f 及び St_r が周波数フィルタM32にてフィルタ処理される。

[0042] そして、乗り心地を向上させるため、スタビライザバーのねじりばね力の発生を低減又はゼロとするように、ストローク左右差 St_f 及び St_r に応じてその制御目標値が演算される(M33)。而して、前輪及び後輪のロール剛性低減目標値 R_{rf} 及び R_{rr} は、夫々、 $R_{rf} = S_{gf} \cdot K_7 \cdot S_{bsf} \cdot St_f$ 、及び $R_{rr} = S_{gr} \cdot K_8 \cdot S_{bsr} \cdot St_r$ として演算される。ここで、 S_{gf} 及び S_{gr} はスタビライザのねじりばね力をロール軸回りのモーメント(ロールモーメント)に変換する係数で、スタビライザバーのアーム長、取付け位置などによって設定される値である。また、 S_{bsf} 及び S_{bsr} は前輪及び後輪のスタビライザバー本来のねじり剛性、 K_7 及び K_8 はねじりばね力の低減量を設定する係数である。尚、スタビライザバーのねじり剛性が非線形である場合などには、予め実験的に求めたストローク左右差とロール剛性低減量のマップに基づき目標値 R_{rf} 及び R_{rr} を設定することも可能である。

[0043] また、図3に記載のロール減衰制御ブロックM16の一態様について、図20に前輪側の制御ブロックを示す(後輪側の制御も同様であるので省略)。各車輪に設けられたストロークセンサ HS_{xx} で検出された各車輪位置での車体と車輪の相対変位である車輪ストローク St_{xx} から、前輪及び後輪のストローク左右差 St_f 及び St_r が、夫々 $St_f = St_{fr} - St_{fl}$ 、及び $St_r = St_{rr} - St_{rl}$ として求められる。そして、これらのストローク左右差 St_f 及び St_r の時間変化量である車輪(図20では前輪)のストローク速度左右差 dSt_f 及び dSt_r が演算される(M41)。ロール減衰を与える場合、1〜3Hzの路面入力においてその効果がある反面、それ以上の周波数については乗り心地が悪化することがある。このため、ストローク速度左右差 dSt_f 及び dSt_r はローパスフィルタ処理され(M42)、4〜5Hz以上の周波数領域の成分が遮断される。

[0044] そして、ロール減衰力を与えることにより乗り心地を向上させるため、ストローク速度左右差 dSt_f 及び dSt_r に応じてその制御目標値が演算される。即ち、前輪及び後輪

のロール減衰力目標値 R_{df} 、 R_{dr} は、 $R_{df} = S_{gf} \cdot K_9 \cdot S_{bsf} \cdot d_{Stf}$ 、 $R_{dr} = S_{gr} \cdot K_{10} \cdot S_{bsr} \cdot d_{Str}$ として演算される。ここで、 K_9 及び K_{10} はロール減衰力の付与量を設定する係数である。尚、スタビライザーのねじり剛性が非線形である場合などには、予め実験的に求めた車輪のストローク速度左右差とロール減衰力のマップにもとづき目標値 R_{df} 、 R_{dr} を設定することも可能である。

[0045] 而して、図3に示すスタビライザ付与力目標値演算ブロックM17の一態様として、図21に示すように、前述の図4にて設定されるロール抑制制御の前輪アクティブロールモーメント目標値 R_{mf} 、図19にて設定されるスタビライザフリー制御の前輪ロール剛性低減目標値 R_{rf} 、及び、図20にて設定されるロール減衰力目標値 R_{df} に基づき、最終的なスタビライザアクチュエータの付与力の目標値 R_{tf} が設定される。これらは前輪側の制御に係るものであるが、後輪側の制御も同様であるので、以下、前輪側の制御を中心に説明する。

[0046] 図21において、前輪アクチュエータ付与力目標値 R_{tf} は、 $R_{tf} = R_{mf} - K_5 \cdot R_{rf} + K_6 \cdot R_{df}$ として設定される。尚、 K_5 及び K_6 は、制御全体に対するスタビライザフリー制御及びロール減衰制御の寄与度を設定する制御ゲインであり、図22及び図23に示すように設定される。前述のように、ロール抑制制御は旋回時のロール運動の抑制をねらいとし、スタビライザフリー制御及びロール減衰制御は主に直進時の乗り心地向上を目的とする。従って、ロール抑制制御においては、前述の図6及び図7に示すように旋回状態の程度が小さい場合には演算横加速度 G_{ye} に係る制御ゲイン K_1 及び K_2 を実横加速度 G_{ya} に係る制御ゲイン K_3 及び K_4 より大きく設定して路面凹凸の影響を受けないようにしている。

[0047] 一方、乗り心地向上を目的としたスタビライザフリー制御及びロール減衰制御においては、夫々図22及び図23に示すように、旋回状態の程度が小さい場合(旋回指標 TC が TC_3 及び TC_4 より小で、直進走行状態に近い場合)には制御ゲイン K_5 及び K_6 を大きく設定し、旋回の程度が増加するに従い制御ゲインを低下させるように設定されている。尚、図22及び図23における旋回状態を表す旋回指標 TC も前述と同様、演算横加速度 G_{ye} のほか、実横加速度 G_{ya} 、ハンドル角 δf 、あるいはヨーレート Y_r に対する制御ゲインマップを用いることも可能である。また、演算横加速度 G_{ye}

、実横加速度 G_{ya} 、ハンドル角 δf 及びヨーレート Y_r の何れか二以上の情報を組み合わせて用いることもできる。

[0048] 尚、図21の実施形態では、乗り心地向上制御として、スタビライザフリー制御とロール減衰制御の双方を含んでいるが、何れか一方を含む態様とすることも可能であり、前後車輪においてこれらの有無を組み合わせることも可能となる。これをまとめると、下記の表1に示すような組み合わせから成る実施形態を構成することができる。表1中では、○印は「具備する」(最上段の機能を有する)、×は「具備しない」(最上段の機能を有しない)を意味する。また、No. 1乃至15は、○印の要件を組み合わせる実施形態を表す。

[表1]

No.	スタビライザフリー制御		ロール減衰制御	
	前輪	後輪	前輪	後輪
1	○	○	○	○
2	○	○	○	×
3	○	○	×	○
4	○	×	○	○
5	×	○	○	○
6	○	○	×	×
7	○	×	○	×
8	×	○	○	×
9	○	×	×	○
10	×	○	×	○
11	×	×	○	○
12	○	×	×	×
13	×	○	×	×
14	×	×	○	×
15	×	×	×	○

[0049] そして、図21に示すように設定された前輪及び後輪のアクチュエータ付与力目標値 R_{tf} 及び R_{tr} に基づき、図24に示すように、電気モータMの出力目標値が設定される(M51)。即ち、上記のように演算されたモータ出力目標値と実モータ出力値が比較され、モータ出力偏差が演算される(M52)。更に、この偏差に応じて電気モー

タMへのPWM出力が設定され(M53)、このPWM出力によってモータ駆動回路CTのスイッチング素子が制御され、電気モータMが駆動制御される。

- [0050] 以上のように、本発明においては、直進時及び旋回の程度が小さい場合に、路面凹凸による車体へのロール入力を低減するためにスタビライザのねじり剛性を低下させることとしている。つまり、路面凹凸に起因するロールモーメントを、スタビライザに対し外部より力を付与することによって低減することとしている。また、ロール運動に対する減衰力を与えることも可能であるため、乗り心地が向上する。そして、旋回状態が大きくなると、スタビライザフリー制御及びロール減衰制御の制御ゲインを低下させ、能動的なロール抑制制御の制御ゲインを高めるように構成されているため、確実にロール運動を抑制することができる。

請求の範囲

- [1] 車両の左右車輪間に配設されるスタビライザのねじり剛性を制御し、前記車両の旋回状態に応じて車体のロール運動を能動的に制御するスタビライザ制御装置において、前記車両前方及び後方の少なくとも一方の車軸で前記車体と前記左右車輪の相対変位を検出する車輪ストローク検出手段と、該車輪ストローク検出手段の検出結果に基づき車輪ストローク左右差及び車輪ストローク速度左右差の少なくとも一方を演算する車輪ストローク差演算手段と、前記車両が直進走行状態にある場合には、前記車輪ストローク差演算手段の演算結果に基づき前記スタビライザのねじり剛性を制御するための外部付与力を設定する外部付与力設定手段とを備えたことを特徴とするスタビライザ制御装置。
- [2] 前記外部付与力設定手段は、前記車輪ストローク差に基づいて定められるロール剛性低減目標値に基づき前記外部付与力を設定することを特徴とする請求項1記載のスタビライザ制御装置。
- [3] 前記外部付与力設定手段は、前記車輪ストローク速度差に基づいて定められるロール減衰力目標値に基づき前記外部付与力を設定することを特徴とする請求項1記載のスタビライザ制御装置。
- [4] 前記外部付与力設定手段は、前記車輪ストローク差に基づいて定められるロール剛性低減目標値及び、前記車輪ストローク速度差に基づいて定められるロール減衰力目標値に基づき前記外部付与力を設定することを特徴とする請求項1記載のスタビライザ制御装置。
- [5] 前記外部付与力設定手段は、前記車輪ストローク差に基づいて定められるロール剛性低減目標値、前記車輪ストローク速度差に基づいて定められるロール減衰力目標値、及び、車両のアクティブロールモーメント目標値に基づき前記外部付与力を設定することを特徴とする請求項1記載のスタビライザ制御装置。
- [6] 請求項5に記載のスタビライザ制御装置において、前記外部付与力設定手段は、以下の式により前記外部付与力を設定することを特徴とする。

$$R_t = R_m - K_5 \cdot R_r (St) + K_6 \cdot Rd (dSt)$$

ここで、

R_t :外部付与力

R_m :車両のアクティブロールモーメント目標値

$R_r(St)$:車輪ストローク差に基づいて定められるロール剛性低減目標値

$R_d(dSt)$:車輪ストローク速度差に基づいて定められるロール減衰力目標値

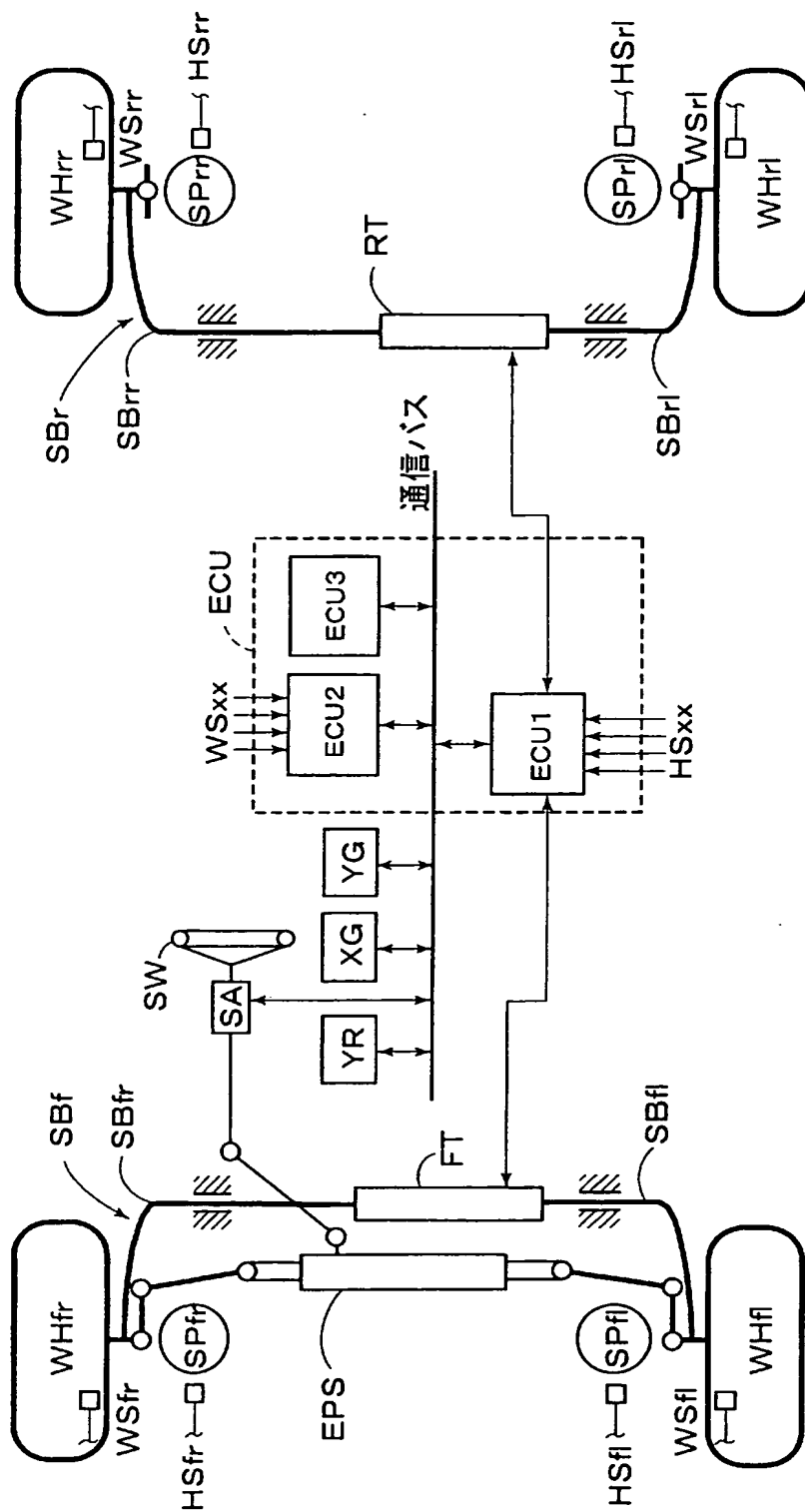
K_5 、 K_6 :制御ゲイン

St :車輪ストローク差

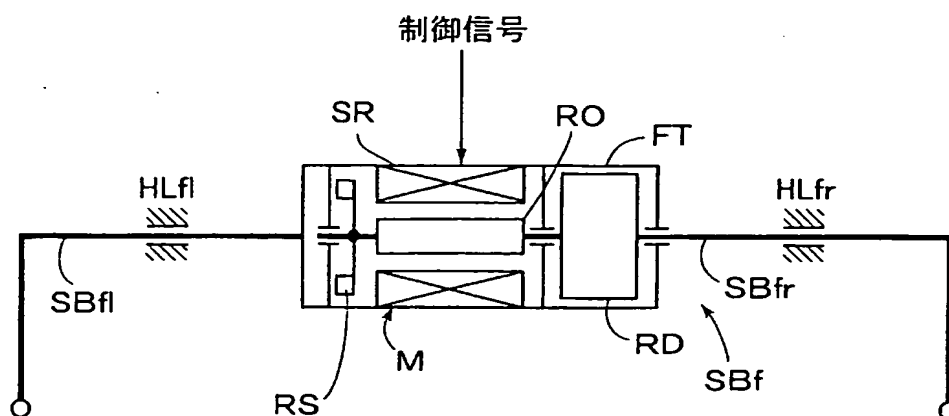
dSt :車輪ストローク速度差である。

- [7] 車両の左右車輪間に配設されるスタビライザバーを有するスタビライザに対し、該スタビライザのねじり剛性を制御し、前記車両の旋回状態に応じて車体のロール運動を能動的に制御するスタビライザ制御装置において、前記車両前方及び後方の少なくとも一方の車軸で前記車体と前記左右車輪の相対変位を検出する車輪ストローク検出手段と、該車輪ストローク検出手段の検出結果に基づき車輪ストローク左右差を演算する車輪ストローク左右差演算手段と、該車輪ストローク左右差演算手段の演算結果に基づき前記スタビライザのねじり剛性を制御するための外部付与力を設定する外部付与力設定手段と、前記車両の旋回状態を表す旋回指標を設定する旋回指標設定手段とを備え、該旋回指標設定手段が設定した旋回指標に応じて、前記外部付与力設定手段が設定した外部付与力によって、前記スタビライザバーのねじり剛性を、前記スタビライザバーが本来有する値より低下させるように構成したことを特徴とするスタビライザ制御装置。

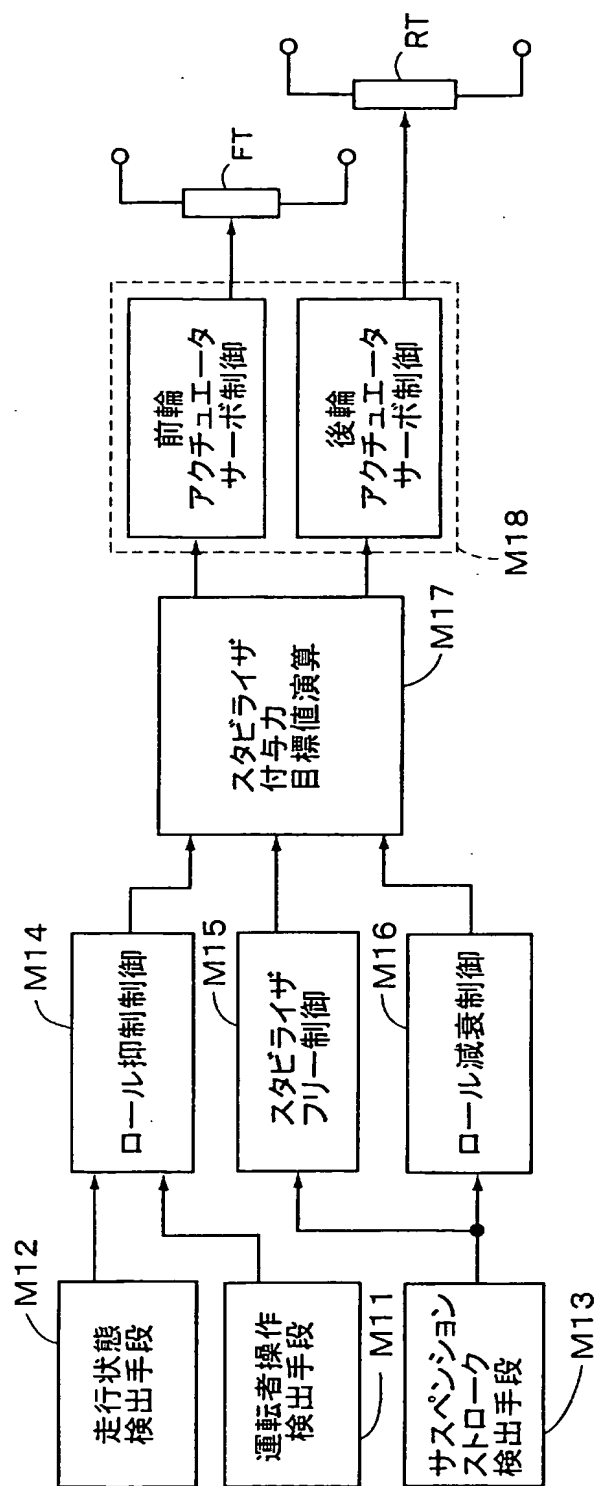
[図1]



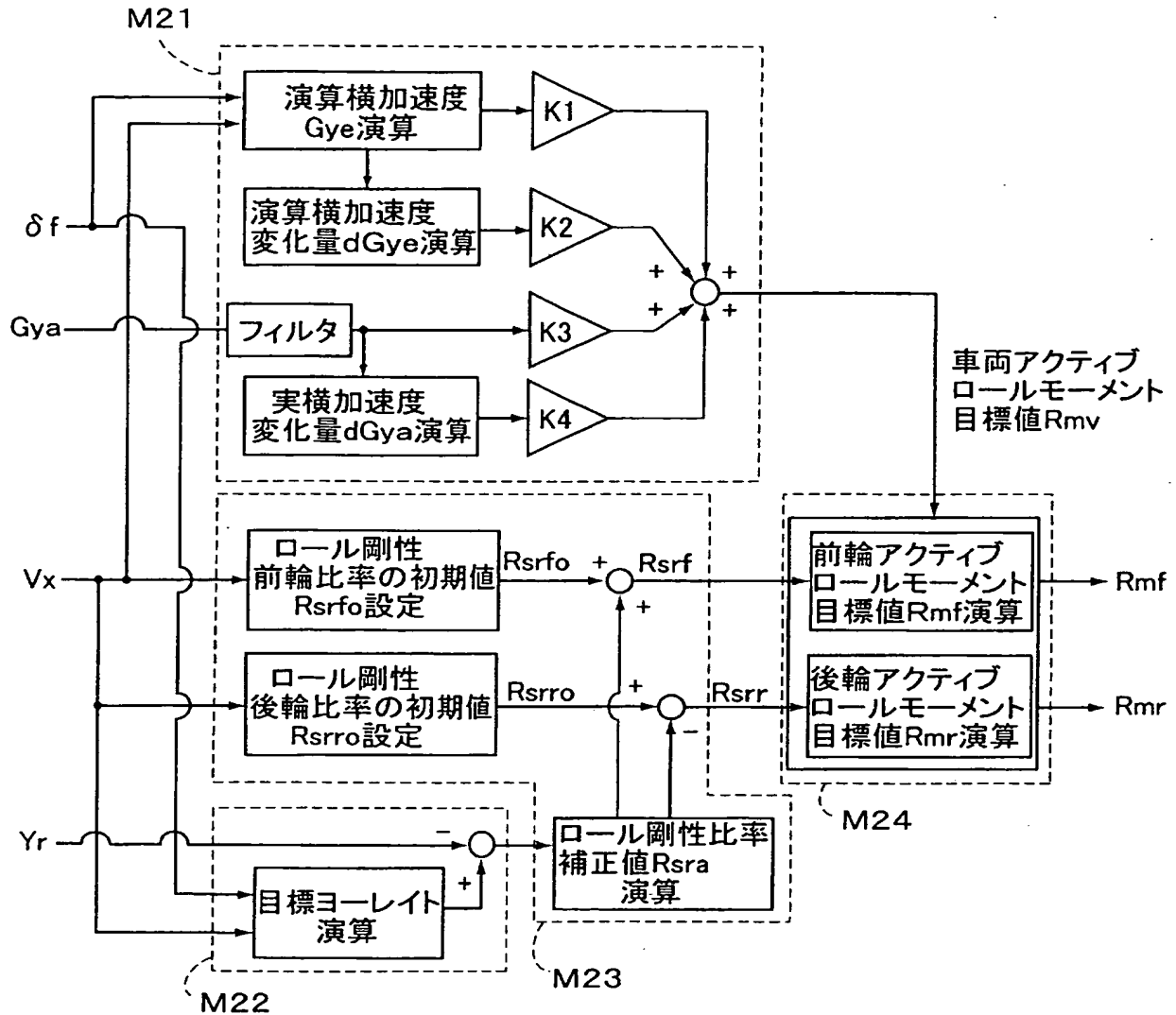
[図2]



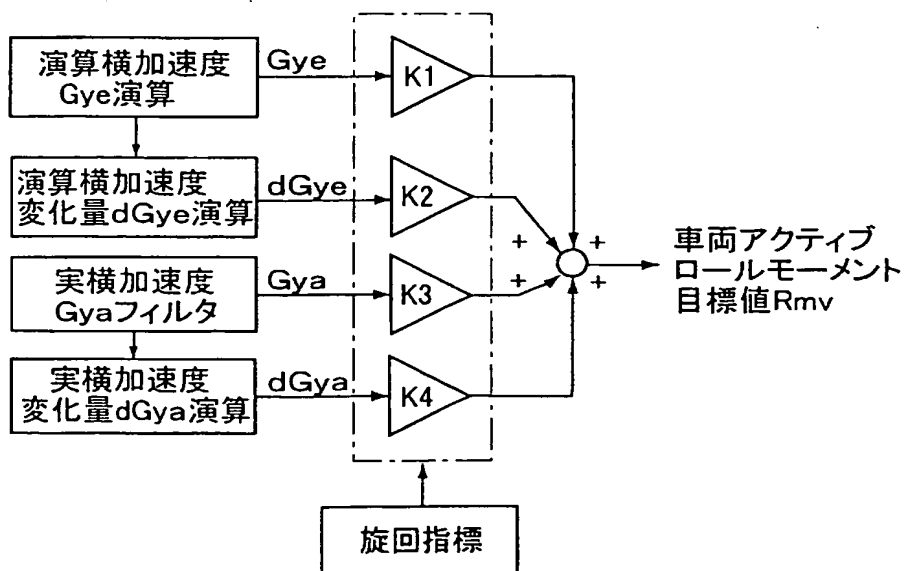
[図3]



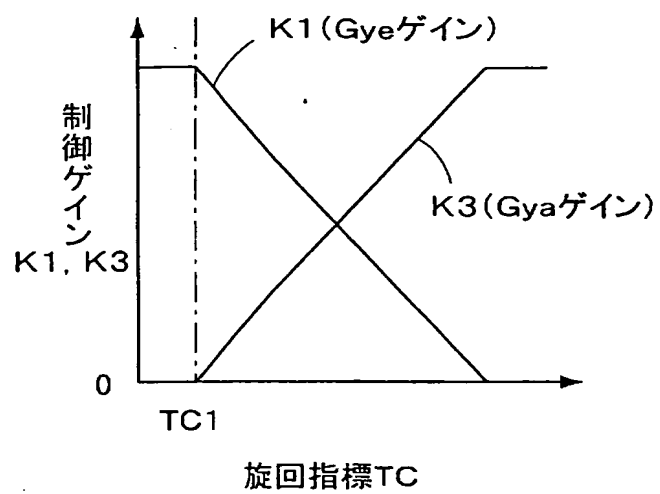
[図4]



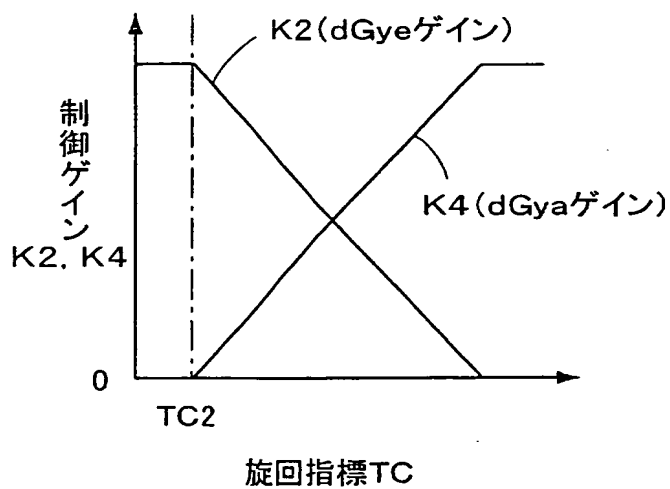
[図5]



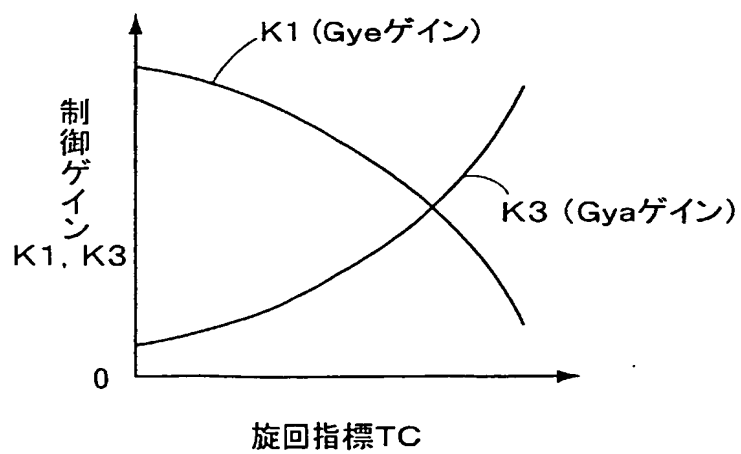
[図6]



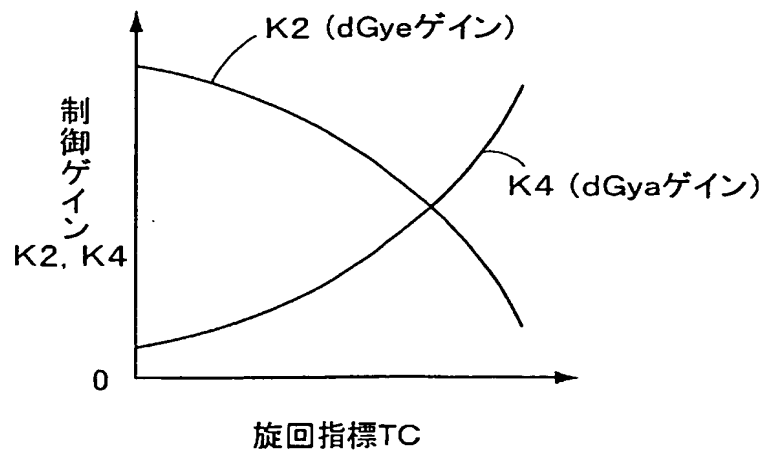
[図7]



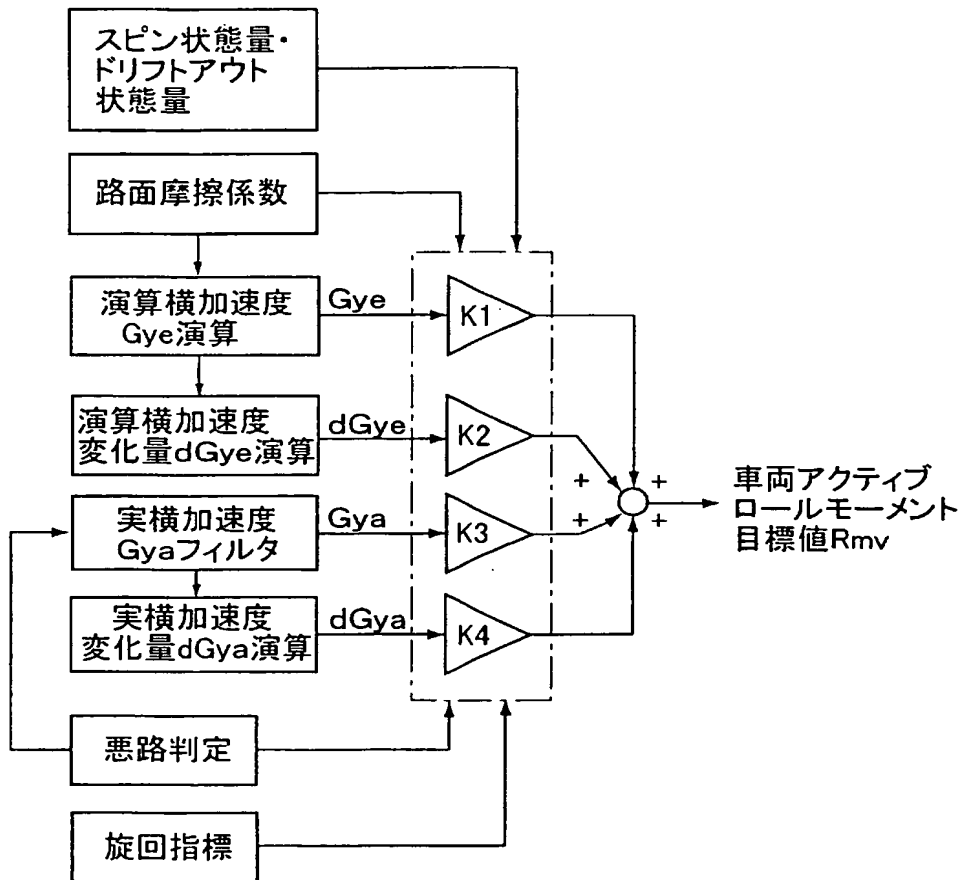
[図8]



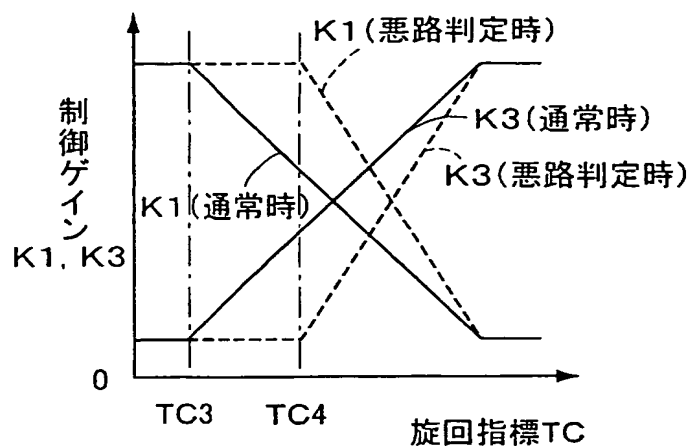
[図9]



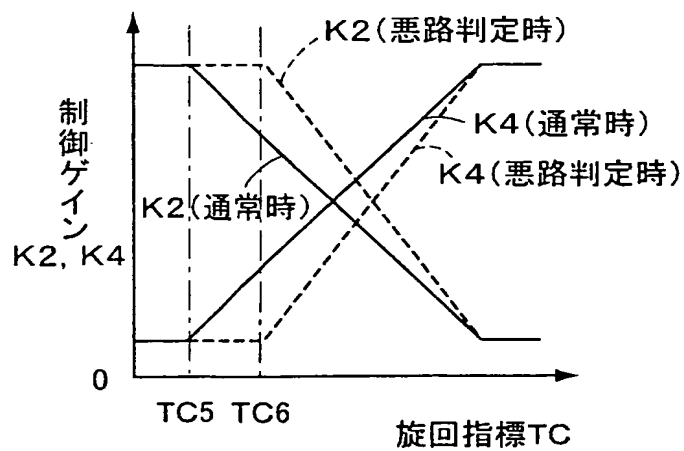
[図10]



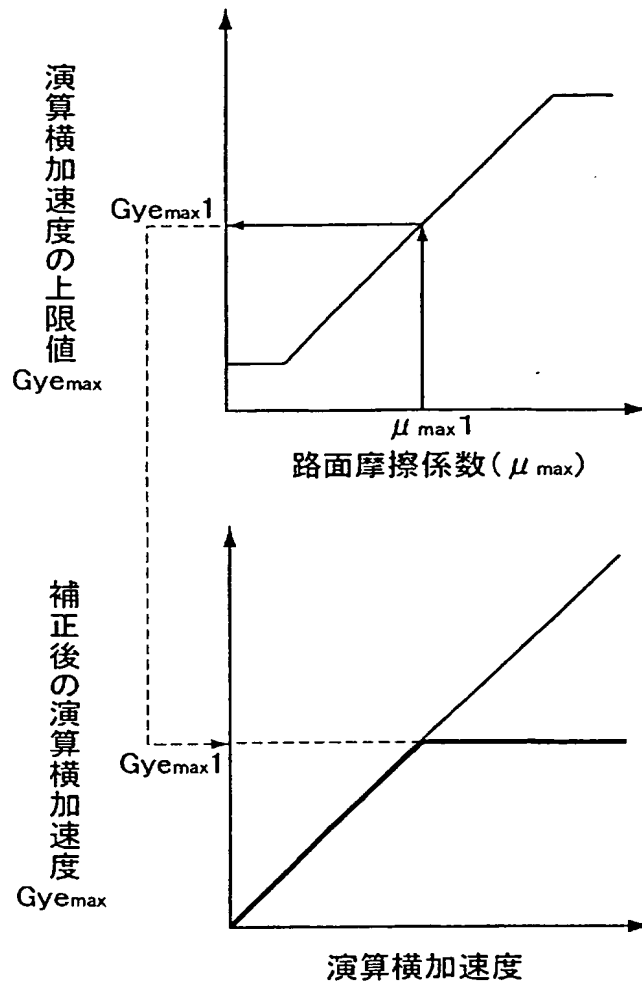
[図11]



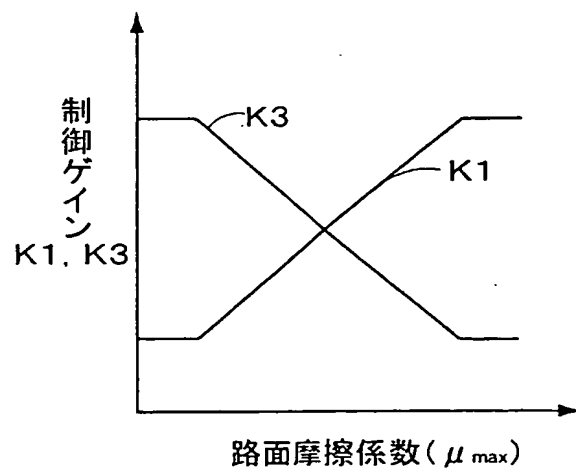
[図12]



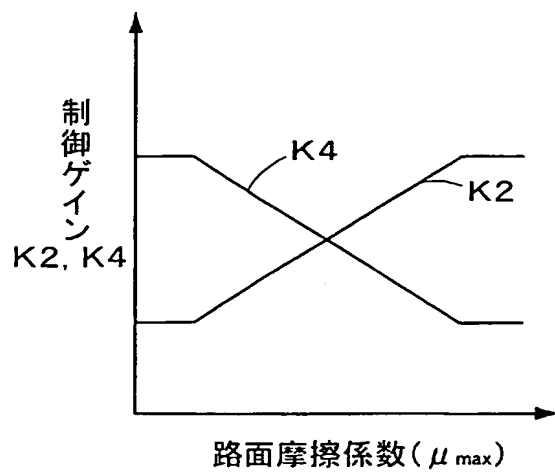
[図13]



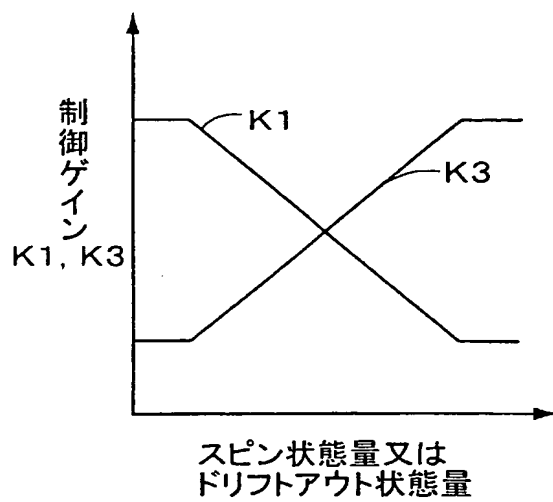
[図14]



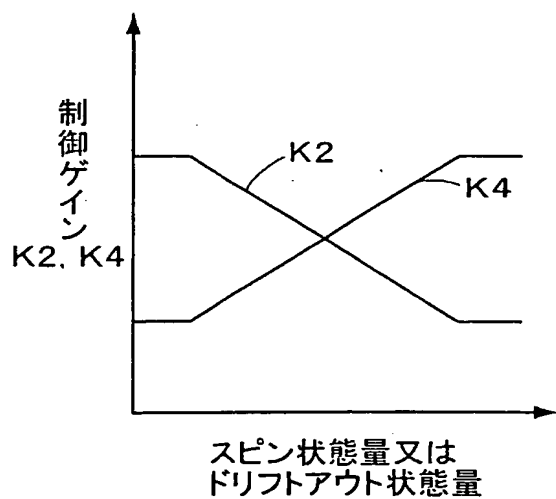
[図15]



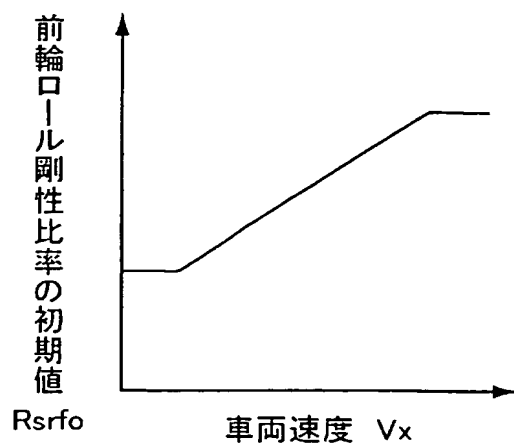
[図16]



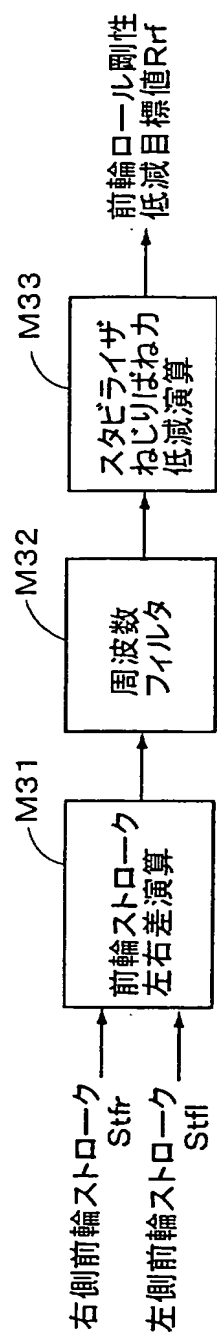
[図17]



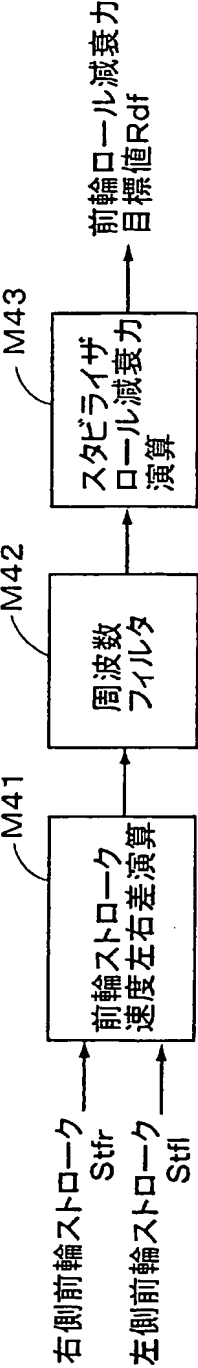
[図18]



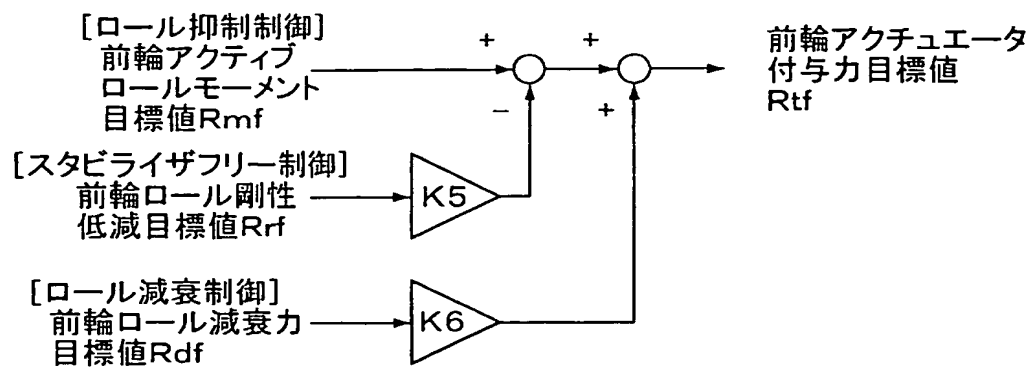
[図19]



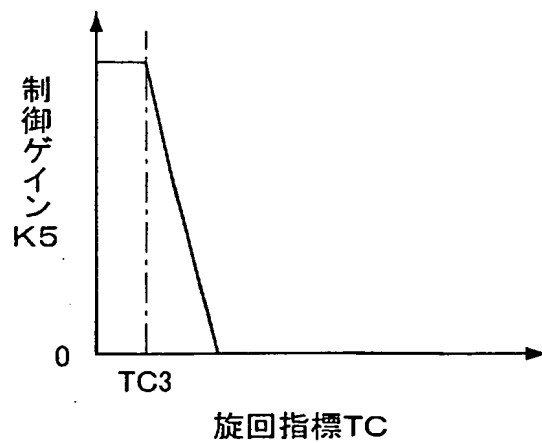
[図20]



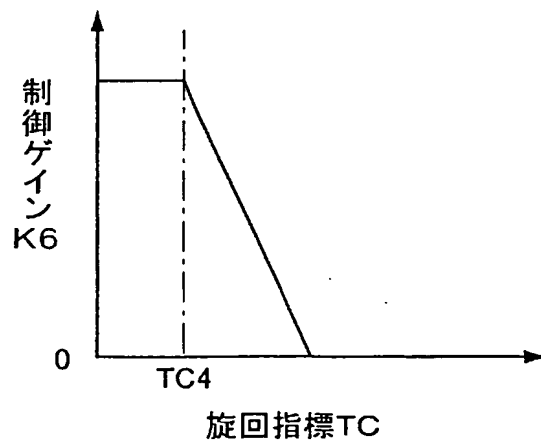
[図21]



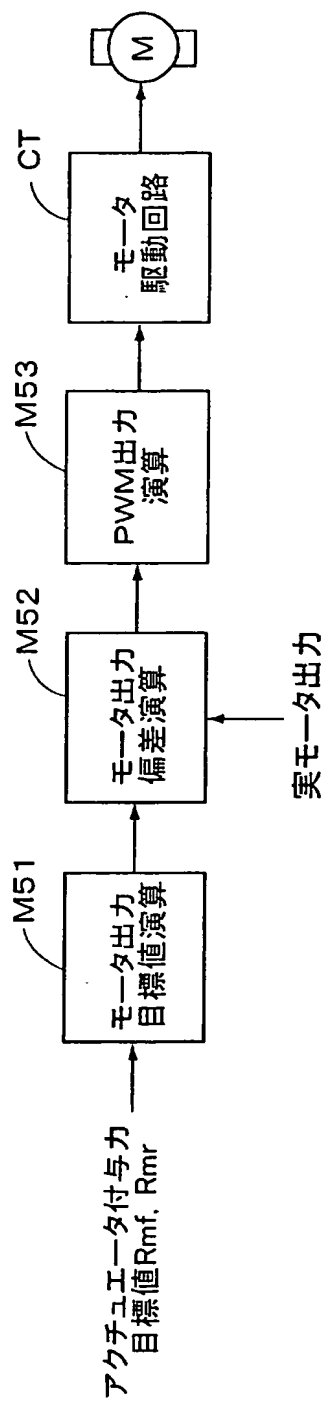
[図22]



[図23]



[図24]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2005/002925

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int. Cl.⁷ B60G17/015, B60G21/055

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
Int. Cl.⁷ B60G1/00-B60G25/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2005
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2005 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2005

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 08-132844 A (Toyota Motor Corp.), 28 May, 1996 (28.05.96), Full text (Family: none)	1-7
Y	JP 60-064016 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 12 April, 1985 (12.04.85), Full text (Family: none)	1-7
A	JP 60-191802 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 30 September, 1985 (30.09.85), Page 5, upper left column to page 7, lower right column, line 13; Fig. 8 (Family: none)	1-7

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
31 March, 2005 (31.03.05)

Date of mailing of the international search report
19 April, 2005 (19.04.05)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2005/002925

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 60-157911 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 27 January, 1985 (27.01.85), Page 4, upper right column to page 6, upper right column, line 17; Fig. 6 (Family: none)	1-7
A	JP 2001-047839 A (Toyota Motor Corp.), 20 February, 2001 (20.02.01), Fig. 2 (Family: none)	1, 2, 4-7
A	JP 03-231018 A (Mazda Motor Corp.), 15 October, 1991 (15.10.91), Page 5, upper left column, line 7 to page 6, left column, line 17; Fig. 5 (Family: none)	1, 3-6
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 006089/1990 (Laid-open No. 098105/1991) (Toyota Motor Corp.), 11 October, 1991 (11.10.91), Page 9, lines 5 to 14; page 10, line 10 to page 12, line 1 (Family: none)	1-7

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
Int. Cl.⁷ B60G17/015, B60G21/055

B. 調査を行った分野
調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))
Int. Cl.⁷ B60G1/00-B60G25/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの
日本国実用新案公報 1926-1996年
日本国公開実用新案公報 1971-2005年
日本国登録実用新案公報 1994-2005年
日本国実用新案登録公報 1996-2005年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 08-132844 A (トヨタ自動車株式会社) 1996.05.28, 全文 (ファミリーなし)	1-7
Y	JP 60-064016 A (日産自動車株式会社) 1985.04.12, 全文 (ファミリーなし)	1-7
A	JP 60-191802 A (日産自動車株式会社) 1985.09.30, 第5ページ左上欄第7ページ右下欄第13行, 第8図 (ファミリーなし)	1-7

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献
「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日
31.03.2005

国際調査報告の発送日
19.4.2005

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁 (ISA/JP)
郵便番号100-8915
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)
三澤哲也

3Q 3216

電話番号 03-3581-1101 内線 3379

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	J P 60-157911 A (日産自動車株式会社) 1985. 01. 27, 第4ページ右上欄-第6ページ右上欄第17行, 第6 図 (ファミリーなし)	1-7
A	J P 2001-047839 A (トヨタ自動車株式会社) 20 01. 02. 20, 図2 (ファミリーなし)	1、2、 4-7
A	J P 03-231018 A (マツダ株式会社) 1991. 1 0. 15, 第5ページ左上欄第7行-第6ページ左欄第17行, 第 5図 (ファミリーなし)	1、3-6
A	日本国実用新案登録出願02-006089号 (日本国実用新案登 録出願公開03-098105号) の願書に添付した明細書及び図 面の内容を撮影したマイクロフィルム (トヨタ自動車株式会社), 1991. 10. 11, 第9ページ第5行-第14行, 第10ペー ジ第10行-第12ページ第1行 (ファミリーなし)	1-7